

海上非自航船舶船员适任培训教材



(轮机专业)

船舶辅机

中国海事服务中心 编

CHUANBO FUJI



大连海事大学出版社

海上非自航船舶船员适任培训教材

(轮机专业)

船舶辅机

中国海事服务中心 编

大连海事大学出版社

© 中国海事服务中心 2008

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机 / 中国海事服务中心编. —大连: 大连海事大学出版社, 2008. 7

海上非自航船舶船员适任培训教材
ISBN 978-7-5632-2199-8

I. 船… II. 中… III. 船舶辅机—技术培训—教材
IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 112240 号

大连海事大学出版社出版

地址:大连市凌海路1号 邮编:116026 电话:0411-84728394 传真:0411-84727996

<http://www.dmupress.com>

E-mail: cbs@dmupress.com

大连雪莲彩印有限公司印装

大连海事大学出版社发行

2008年7月第1版

2008年7月第1次印刷

幅面尺寸:140 mm × 203 mm 印张:10.125

字数:252千

印数:3000册

责任编辑:黎为

版式设计:书严

封面设计:王艳

责任校对:苏炳魁

ISBN 978-7-5632-2199-8 定价:27.00元

前 言

为了提高非自航工程船舶船员技术素质,加强船舶安全、施工管理,更好地发挥工程船舶效能,保障水上施工人员安全,保证工程质量,保护水域环境,中华人民共和国海事局颁布实施了《中华人民共和国海上非自航船舶船员考试、发证管理办法》。为了更好地帮助、指导非自航船舶船员进行适任考前培训和进一步提高适任水平,中国海事服务中心在天津海事局的大力协助下,组织中交天津航道局有限公司职工中等专业学校长期从事非自航船舶教学培训工作的专家和教师,根据非自航船舶航行和施工管理中船舶生产实际的需要,按照中华人民共和国海事局海上非自航船舶船员适任考试大纲,编写了海上非自航船舶船员适任证书考试科目的相应教材。教材在编写过程中多方征求并吸纳了非自航船舶高级船员、天津以及其他地区非自航船舶单位管理人员及其他相关学校的意见和建议。

本套教材各知识点紧扣考试大纲,内容完全按照考试大纲的要求编写,具有权威、准确、实用的特点,重点突出非自航船舶船员适任考前培训和工作实践中应掌握的知识,对今后非自航船舶船员的适任培训具有重要的指导意义。

本套教材分为驾驶专业(《驾驶基础知识》、《船舶管理》、《法规及规章制度》)和轮机专业(《船舶柴油机》、《船舶辅机》、《船舶电气》、《轮机管理》)。参加教材编写的人员有:王富华、米中彪、刘瑞刚、袁利锋、董军、潘健、贾会成、郭峰、丁浩、杨金朋、范丽莉等,赵向民、黄党和、杨哲、任向宇、李博、黄广源、姜学山、卜勇、王兴琦等对本套教材进行了认真的审定。

教材在编写过程中参考了国内许多优秀的航海专业教材,并

引用了其中的一些插图,恕不一一列举,在此表示感谢。

本套教材在编写和出版工作中得到了中华人民共和国海事局、天津海事局、中交集团、天津航道局以及其他非自航船舶单位和大连海事大学出版社的大力支持,特致谢意。

由于编写时间紧和编写者水平所限,书中难免出现欠妥或疏漏之处,诚望广大读者批评指正。

中国海事服务中心

2008年5月

第一章 非自航船常用泵、通风机 与空气压缩机

第一节 船用泵基本概念

泵是船上应用最广泛和数量、类型最多的一种通用辅助机械，用于输送各种液体。

一、船用泵的种类

按工作原理分船用泵可分为：

①容积式泵 通过泵运动部件的往复运动或回转运动，使泵的工作容积发生增减变化，吸压液体并使其获得能量，从而实现输送液体目的的泵。这种类型泵主要有往复泵和回转泵，回转泵中包括齿轮泵、螺杆泵、叶片泵等。

②叶轮式泵 通过泵体内高速回转的叶轮带动液体随之高速转动，使其压力和流速得到提高以获得能量，从而实现液体的吸排和输送的泵。这种类型的泵主要包括离心泵、轴流泵及旋涡泵等。

③喷射泵 通过工作流体在喷嘴中高速喷射抽吸液体或气体，并与之混合进行能量交换，从而实现液体的输送或气体的抽吸的泵。这种类型泵中主要有水喷射水泵、水喷射真空泵和蒸汽喷射泵等。

二、泵的主要性能参数

为了说明某种泵的基本工作特性，便于对各种泵进行选用和

比较,任何一种船用泵都有其各自的性能指标,如排量、压头、功率、效率以及转速等。这些表示泵的基本特性的物理量就组成泵的性能参数,通常用铭牌标注出来。

1. 排量

亦称流量,是指泵在单位时间内所能输送的液体量。通常用体积来度量所送液体量,则称为体积流量,常用 Q 表示,单位是 m^3/s , 或 m^3/h , L/min , 有时液体量也用质量来度量,相应的流量称为质量流量,常用 G 表示,单位是 kg/s 或 t/h , kg/min 。如用 ρ 表示液体的密度 (kg/m^3), 则

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (1-1)$$

2. 压头

也称扬程,是指泵传给单位重量液体的能量。也可以理解为输送液体的高度。通常用 H 来表示,单位是米。扬程也可以用排压 P 表示,单位是帕斯卡。

泵的铭牌上所给出的压头,是指在额定工况下所能产生的压头。

3. 功率和效率

功率的概念是指在单位时间内所做的功。泵的功率可分为输入功率和输出功率。

泵的输出功率也称有效功率,是指单位时间内泵传给液体的能量,用 P_e 来表示,计算公式如下:

$$P_e = \rho g Q H \quad \text{W} \quad (1-2)$$

泵的输入功率也称为轴功率,是指在单位时间内原动机传递给泵轴的功率,用 ρ 表示。

值得注意的是:各种泵在实际工作时总存在着各种能量损失;所以泵的有效功率总是小于轴功率 ρ (即泵的输入功率)。这种总的能量损失可用效率 η 来衡量。泵的效率就是有效功率与轴功率的比值:

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad (1-3)$$

泵的效率表示其经济性能,是考虑了泵内的全部损失,称为总效率。

液体在泵内因间隙、填料等处的泄漏而造成的排量损失叫容积损失,它的大小用容积效率 η_v 来衡量。

因液体摩擦等水力现象所造成的压头损失叫做水力损失,它的大小用水力效率 η_h 来衡量。

由于泵本身的机械摩擦等原因所造成的功率损失叫做机械损失,它的大小用机械效率 η_m 来衡量。因此,泵的总效率包含其容积损失、水力损失和机械损失,即:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (1-4)$$

4. 转速

泵的转速是指泵轴每分钟的回转数,用 n 来表示,单位是 r/\min 。

泵的铭牌上所标注的转速,是指泵轴在额定工况下的转速。

第二节 齿轮泵

齿轮泵属于容积或回转泵,它是利用回转部件齿轮的转动,造成工作空间的容积变化,以达到吸排液体的泵。

齿轮泵按啮合方式分为:外啮合和内啮合。

一、正齿轮泵的结构与工作原理

齿轮泵是依靠一对互相啮合的齿轮,在回转中发生工作空间的容积变化来产生吸、排液体的泵。

图 1-1 所示为正齿轮泵的结构示意和工作原理图。

主动齿轮 1 和从动齿轮 4 并列安装在一对平行的轴上,主动齿

轮用键8连接在主动轴2上,从动齿轮也用键连接在从动轴6上(也有采用滑套在从动轴上的),齿轮的两侧与外周被泵壳9和泵的前后端盖(图中未画出)包围形成密封空间。这个空间又被啮合着的两齿轮所分隔,形成了两个彼此隔离的吸入空间3和排出空间7。

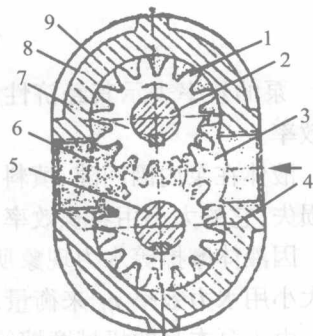


图 1-1 正齿轮泵

当齿轮泵按图示方向作等速回转时,右侧轮齿逐渐退出啮合,此时由轮齿与泵壳和端盖所形成的密闭空间的容积逐渐增

1—主动齿轮;2—主动轴;3—吸入空间;
4—从动齿轮;5—键;6—从动轴;7—排出空间;8—键;9—泵壳

大,其中的压力降低。液体在压差的作用下进入右侧的工作空间,此工作空间叫做吸入空间,这个工作过程就是齿轮泵的吸入过程。进入齿间的液体将随主、从动齿轮的回转而带左侧的工作空间,这时由于齿轮的啮合,使左侧工作空间的容积逐渐减小,于是从吸入空间带来的液体几乎全被挤出而由排出管排出。左侧的工作空间叫做排出空间,这个工作过程就是排出过程。

从上述可知:

(1) 泵的排、吸工作是由于齿轮进入与退出啮合而产生的。吸入空间在轮齿退出啮合的一侧,排出空间在轮齿进入啮合的一侧。

(2) 泵无需吸排阀,结构比较简单。

泵的密封取决于齿轮与齿轮、齿轮与泵壳以及齿轮与端盖之间间隙的大小。间隙越小,密封性越好,泵的容积效率和可能产生的压头也就越高。因此,提高泵的加工精度和装配质量,加强抗磨损以尽量减小以上的间隙是保证齿轮泵良好工作性能的关键。

(3) 同往复泵相比,齿轮泵的排量比较均匀,但仍存在脉动现

象。排量的不均匀度与齿形和转速等有关。泵的不均匀度,高转速的比低转速的小,斜齿轮的比正齿轮的小,人字齿轮的又比斜齿轮的小。

(4) 齿轮泵工作时摩擦面较多,适合于输送有润滑性且不含固体颗粒的液体。

(5) 存在径向力。齿轮泵工作时,液体的压力在外周上分布的状况如图 1-2 所示。其吸入侧压力最小,排出侧压力最大。从前者到后者压力逐渐增高,它们的合力 P_1 与 P_2 使轴受到指向吸入空间的径向力。这种径向力会使轴承和泵壳偏磨,特别是高压泵则更为明显。

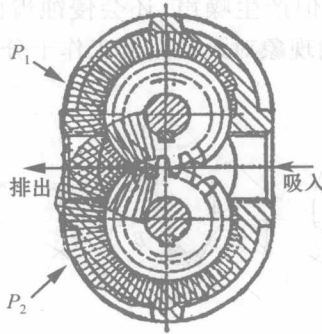


图 1-2 齿轮泵的径向压力分布

二、困油现象及其消除方法

如果对齿轮泵的啮合传动作进一步的分析,就可发现在齿轮的啮合过程中,存在有困油现象。

当一对以上的齿同时啮合时,如图 1-3 所示,就会通过点 1 与点 2 的接触线、轮齿端面及端盖形成一个封闭的空间,油液被封闭在这个空间里,这就是困油空间。图中(a)所示为困油空间刚刚形成的时候。当齿轮旋转时,由于齿 B 逐渐啮入主动齿轮的齿间,这

个封闭容积将逐渐减小,直到两个啮合点1、2处于节点两侧的对称位置时图中(b)所示位置封闭容积减至最小。由于油液的可压缩性很小,被封闭的油受挤压后压力急剧上升,油液将从零件接合面缝隙中强行挤出,同时使齿轮、轴和轴承受到很大的径向力。困油时的压缩还会使油温过高,促使油质变坏(这点对液压系统的工作影响甚大)。齿轮从图中(b)所示位置继续旋转,主动齿轮的齿A逐渐退出啮合,困油空间就逐渐增大,直到图1-3(c)所示的最大位置。封闭容积增大时油液膨胀,液压迅速降低,造成超常真空使油液蒸发气化,溶于油液中的空气也游离出来。当齿轮转过图中(c)的位置时,封闭容积和吸入口连通,液体迅速冲入真空容积造成“液击”,这不但产生噪声,还会侵蚀齿面,降低其表面光洁度。由此可见,困油现象对泵的正常工作的十分不利,必须设法予以消除。

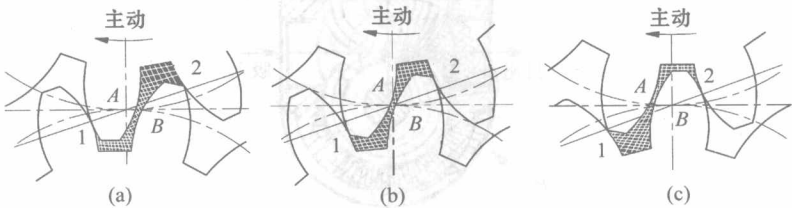


图 1-3 齿轮泵的困油现象

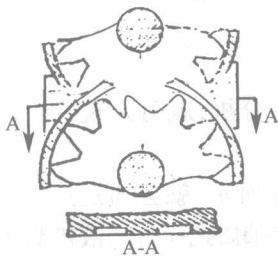


图 1-4 卸压槽结构

消除困油的方法很多,常用的有旁通法和修正齿形两种。

旁通法主要有卸压槽和卸压孔两种结构。

图 1-4 所示卸压槽方法是我国泵类联合设计组推荐的,也是最常用的一种卸压方法。

在两端盖的内侧各开两个长方形

的卸压槽,一个与吸入空间相通,一个与排出空间相通,而两槽的距离大于一个齿间的宽度,从而保证了吸、排空间不会因卸压槽而旁通。当封闭容积减小时,因在困油空间的液体便经卸压槽进入排出空间;而当齿封容积增大时,吸入空间的液体便经过另一卸压槽进入封闭空间,从而避免了困油空间液体的压力产生过高和过低的不正常现象。

图 1-5 所示为卸压孔的结构。

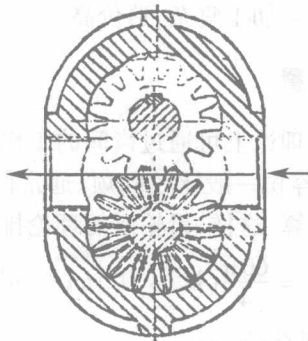


图 1-5 卸压孔结构

在从动齿轮的每一个齿顶和齿根径向钻孔,在从动轴上铣出两个月牙形沟槽并分别和吸入空间或排出空间相通。困油形成时,封闭在封闭容积里的高压油可通过孔道、沟槽而向排出空间卸压;而吸入空间的油液也可通过沟槽、孔道进入增大的困油空间,从而消除了困油现象。应当指出,采用卸压孔结构的从动齿轮应空套在从动轴上。

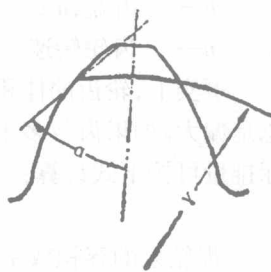


图 1-6 修正齿形方法

图 1-6 所示为用修正齿形的方法来消除困油现象的一个例

子。
在从动齿轮上加工成 $\alpha = 50^\circ$ 角的卸压面。这样,在啮合线后侧主动齿轮的齿廓和修正的从动齿轮斜面间保留一定的间隙,从而与排出空间相通,达到卸压目的。

困油现象,只产生于正齿轮泵中。当采用斜齿和人字齿形时,就可避免困油现象。采用上述两齿形的泵还有排量较均匀和运转较平稳等优点。但是,斜齿形齿轮泵会产生轴向推力,需增设止推轴承;而人字形齿轮泵加工复杂,造价高。

三、齿轮泵的排量

齿轮泵的排量,理论上可通过齿间的工作容积来计算,但要精确算出齿间的工作容积一般比较麻烦。通常假设轮齿和齿间形状安全一致,以简化计算。这样,齿轮泵的理论排量就可近似写成:

$$Q_t = \frac{60\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)bn \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1-5)$$

式中, D_1 ——齿根圆直径, m ;

D_2 ——齿顶圆直径, m ;

b ——齿宽, m ;

n ——齿轮转速, r/min 。

事实上,轮齿的体积总比齿间容积小,按上式求得的理论排量总是偏大。如果齿数多于 12 时,上式仍有足够的准确性。齿轮的实际排量可按下式计算:

$$Q = \eta_v Q_t \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1-6)$$

齿轮泵的容积效率 η_v 通常为 $0.7 \sim 0.9$,当采用间隙自动补偿结构时,可提高至 $0.8 \sim 0.95$ 。

从式 1-5 可知,提高转速 n 和外径 D_2 可以增加流量,但受到泵的圆周速度和尺寸所限,转速和外径不能任意提高。同时,转速过高还会导致容积效率明显下降,所以,齿轮泵的圆周速度一般都限

制在 $2 \sim 8 \text{ m/s}$ 之间。

影响齿轮泵的容积效率主要有以下两个方面。

1. 液体不能充满齿间容积

这多是因为泵的吸入压力过低而引起,其主要原因有两个方面。

(1) 液体的流动阻力太大,所以在管理上要注意采取措施降低管路的阻力损失。如要限制吸入管中液体流速应经常清洗过滤器,吸入管路上各阀要开足,液体的黏度太大时应采用预热的办法等。

(2) 转速过高。转速过高不但使吸入管路中液体流速增加(吸入管径一定时)而使管路阻力大大增加,而且使吸入系统中液体压力能的相当大的一部分转化成速度能,这就更进一步降低了吸入压力。同时,液体在吸入空间将产生巨大的离心力妨碍新吸入的液体在极短的时间内充满齿间。

此外,吸高太大、吸入液面压力过低等也会导致吸入压力下降。

齿轮泵吸入压力过低将使液体无法正常吸入,其容积效率明显下降。吸入压力若低于该温度下对应的气化压力时,液体将发生气化。同时溶在液体中的气体也大部逸出,这样将发生更严重的“气蚀”现象,极大地影响泵的正常工

值得注意的是,从物理学知道,任何液体在不同的温度下都有与之相对应的饱和气化压力。温度越高,气化压力也越高。这样看来,液温越高,对泵的正常吸入越不利。齿轮泵多作为各种油泵,有可能输送黏度较大的各种滑油或原油(油船上)等。这样,在如何有利于泵的工作中就存在着温度和黏度之间的矛盾,处理的时候要注意两者兼顾。

2. 内部泄漏

泄漏是回转泵的通病。齿轮泵的泄漏发生在:齿轮端面与端

盖之间;啮合线不严处;齿顶与泵壳间;转轴与轴承间的间隙等处。实践证明,总泄漏量中的大部分是通过齿轮的端面间隙而泄漏的。为了减少内部泄漏必须尽量减少装配间隙,特别是端面间隙。但是,如果间隙过小,容易发生卡阻和擦伤,齿轮泵的端面间隙一般为 $0.04 \sim 0.08 \text{ mm}$,低压的滑油泵和燃油输送泵的端面间隙在 $0.25 \sim 1.0 \text{ mm}$ 之间。

四、齿轮泵的实例

1. 2CY-18/3.6-1型齿轮泵

2CY-18/3.6-1型齿轮泵的结构如图1-7所示。

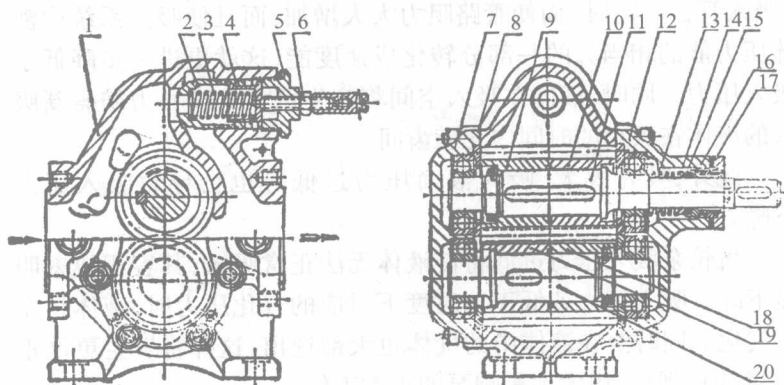


图 1-7 2CY-18/3.6-1 型齿轮油泵

1—泵体;2—安全阀;3—弹簧;4—弹簧座;5—封盖;6—锁紧螺母;7、12—端盖;8—垫片;9、10—主动齿轮;11—主动轴;13—弹簧;14—弹簧座;15—密封圈;16—动密封环;17—静密封环;18、19—从动齿轮;20—从动轴

它是属于低压、大排量的一类齿轮泵。其结构主要由泵体1、主动齿轮9和10、从动齿轮18和19、主动轴11、从动轴20、端盖7和12以及安全阀(有的叫做调压阀)2等组成。

主动齿轮9和10分别为右螺旋斜齿轮和左螺旋斜齿轮,它们

被平键串联安装在主动轴 11 上,拼成人字形齿轮并由电动机驱动。从动齿轮 18 和 19 也是左螺旋和右螺旋斜齿轮分别用键固定和滑套在从动轴 20 上,由主动齿轮带动其回转。两个从动齿轮所以如此安装,是为了使它们能自动调整由于安装和传动中可能出现的误差。各齿轮的轴向位置,分别由轴上的凸肩、固定螺母以及螺母的止退垫圈加以固定。在齿轮的两端各有配合良好的盖板,这些齿轮与泵体共同形成泵的工作空间。泵轴装在两个单列向心球轴承上。为了保证两轴的平等度和中心距符合要求,各轴承孔都经过精密加工。

在泵轴的出轴端端盖处,设有机械密封以防泄漏。机械密封的主要构件是静密封环 17 和动密封环 16。前者借垫片及止动销安装在轴封盖上;后者则通过密封圈 15、弹簧座 14 和弹簧 13 而与轴一起转动。动、静密封环以其良好的摩擦面配合形成了径向密封,而轴向密封则通过密封圈 15 来保证。

在前后盖板与泵体之间均有纸垫 8,既可防止油液外漏又可通过改变纸垫的厚度直接调整齿轮端面间隙。

为了限制泵的工作压力和防止油压超过规定值,在泵上还设有安全阀 2。它的阀芯是一个圆柱形带有凸肩的级差式活塞。当压力超过限定值时,阀上的弹簧就受压而使阀开启,沟通吸、排端,达到卸压和安全保护的目的。

该泵安全阀的工作方向和液流的吸、排方向都是一定的。为此,电动机的转向必须与泵上所标的箭头方向相符,不能反转。当箭头方向不清时,可通过安全阀的排出方向来确定泵的转向。

CY 型齿轮泵符号表示的意义:



2. 带间隙补偿的齿轮泵

上面提到,内部泄漏是齿轮泵的通病,但近年来发展了一种带轴向和径向间隙补偿的齿轮泵,使它的压头得到飞跃的提高。现在,这种泵能在 C 压力级(相当于 80~160 大气压)下,其容积效率仍能达到 82%~95%,比一般的齿轮泵高出 5% 左右。

带间隙补偿齿轮泵的结构如图 1-8 所示,其基本原理是将部分油液从排出油腔引向齿轮盖板的外侧,使作用在一定几何形状的截面上,以产生一个稍大于内侧反力的总压,使盖板紧紧地贴合在齿轮的工作表面上,达到补偿间隙的目的。

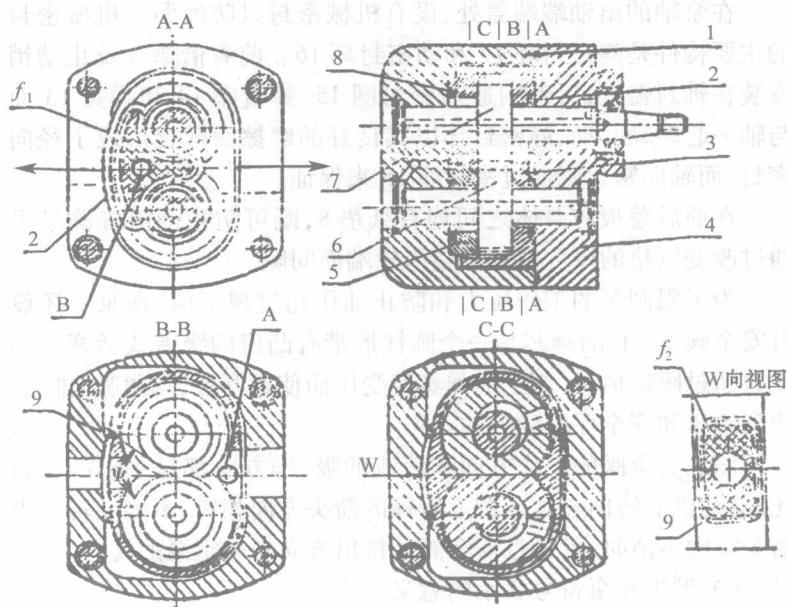


图 1-8 带间隙补偿齿轮泵

1—泵体;2、8、9—密封圈;3—浮动侧盖;4—端盖;5—侧盖;6、7—齿轮

泵壳 1 和端盖 4 围成齿轮泵的固定壳体,齿轮 6 和 7 的轴承